



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Patentschrift
⑩ DE 39 20 861 C 2

⑤1 Int. Cl. 5:
F 16 H 1/445
B 60 K 17/20

②1 Aktenzeichen: P 39 20 861.3-12
②2 Anmeldetag: 26. 6. 89
④3 Offenlegungstag: 13. 12. 90
④5 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 9. 1. 92

DE 39 20 861 C 2

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

③0 Innere Priorität: ③2 ③3 ③1
07.06.89 DE 39 18 590.7

⑦3 Patentinhaber:
GKN Automotive AG, 5200 Siegburg, DE

⑦4 Vertreter:
Harwardt, G., Dipl.-Ing.; Neumann, E., Dipl.-Ing.,
Pat.-Anwälte; Jörg, C., Rechtsanw., 5200 Siegburg

⑦2 Erfinder:
Botteril, John, Dr., 6600 Saarbrücken, DE

⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-OS 37 33 771
DE-OS 37 07 115
US 48 05 486
JP 62-1 96 951

⑤4 Ausgleichsgetriebe

DE 39 20 861 C 2

BEST AVAILABLE COPY

Die Erfindung betrifft ein Ausgleichsgetriebe mit extern veränderlich steuerbarer Sperrkupplung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einem in einem Gehäuse drehbar gelagerten und antreibbaren Differentialkorb, mit diesem koaxial angeordneten und drehbar gekoppelten, jeweils mit einer Abtriebswelle drehfest verbundenen Abtriebsselementen — zwei Abtriebsrädern oder einem Abtriebsrad und einem Planetenträger —, mit diesen gleichzeitig in Eingriff befindlichen im Differentialkorb drehbar gehaltenen Ausgleichsrädern und mit einer Reibanordnung, die abwechselnd drehfest mit einem ersten der koaxial liegenden Abtriebsselemente verbundene Innenlamellen und drehfest mit einem anderen der koaxial liegenden Teile — Differentialkorb oder zweites Abtriebsselement — verbundene Außenlamellen umfaßt, wobei diese einerseits an einer Stützfläche eines der Teile — Differentialkorb oder eines der Abtriebsräder — axial abgestützt sind und andererseits über eine Betätigungseinrichtung axial beaufschlagbar sind, die erfindungsgemäß ohne Selbsthemmung arbeitet, gegebenenfalls mit Hilfe von Rückstellfedern und/oder einer Freilaufkupplung.

Aus der JP 64-3 148 ist ein extern gesteuert sperrbares Ausgleichsgetriebe der genannten Art bekannt, bei dem die Beaufschlagung der Reibanordnung über Hydraulikzylinder erfolgt. Dieser ist in das Ausgleichsgetriebe integriert. Zwar sind solche Betätigungen für sperrbare Ausgleichsgetriebe von der Funktion und dem Verhalten her relativ gut, jedoch wegen der Hydraulikbauteile aufwendig.

Dies trifft sogar selbst dann zu, wenn eine Hydraulikanlage beispielsweise für die Servolenkung und die Federung schon vorhanden ist.

Mit der DE-OS 37 07 115 sind auch schon elektromagnetische Betätigungen für die Beaufschlagung der Reibanordnung eines sperrbaren Ausgleichsgetriebes vorgeschlagen worden. Von Nachteil bei einer solchen Anordnung ist jedoch, daß eine mechanische Übersetzung zwischen der Spule und den Reiblamellen eine akzeptable Sperrwirkung in nur einem schmalen Verschleißbereich der Lamellen ermöglicht. Dies hängt mit der stark abfallenden Betätigungskraft der Spule zusammen, wenn diese gegenüber dem Anker nicht in ihrer optimalen Position verbleibt.

Mit der DE-OS 37 33 771 ist ein anderes Ausgleichsgetriebe vorgeschlagen worden, bei dem eine Reibscheibenanordnung elektromagnetisch betätigt wird. Für die Verwendung als Achsdifferential reicht hierbei die erzielbare Sperrwirkung nicht ohne weiteres aus. Unter anderem ist die Konstruktion für einen Quereinbau sehr sperrig. In nachteiliger Weise entstehen auch Reibwertfluktuationen.

Schließlich ist unter den in Betracht zu ziehenden Konstruktionen gemäß der JP-U-62-1 96 951 ein sperrbares Kegelradausgleichsgetriebe mit einem zusätzlichen Lamellenpaket, angeordnet zwischen einer Abtriebswelle und dem Differentialkorb, dessen Sperrmechanismus aus zwei zueinander koaxial liegenden Spreizplatten besteht, jeweils mit in Umfangsrichtung auf den Stirnseiten gegeneinander angeordneten Schrägrillen, worin gemeinsame Wälzkörperelemente (Kugeln) laufen. Die eine Spreizplatte ist fest mit dem Differentialgehäuse verbunden. Die zweite Platte ist mit einer verzahnten Untersetzung von einem E-Motor antreibbar.

Die Spreizplatten haben im Rücklauf eine selbsthem-

mende Wirkung zueinander und bleiben ohne E-Motor Strom unter Last gespreizt. Hier bestehen zwei Nachteile. Erstens kann die bleibende Sperrwirkung zu gefährlichen Folgen in einem fahrenden Fahrzeug führen, wenn der E-Motor unter Last ausfällt. Zweitens sind die kombinierten Umfangs- und Axialkräfte und Reibverhältnisse zwischen der verzahnten Spreizplatte und dem in Eingriff befindlichen Ritzel gegebenenfalls nachteilig in Bezug auf die Hysterese während des Sperrkraftauf- und -abbaus.

In der älteren P 38 15 225.8 ist ein weiteres sperrbares Differentialgetriebe beschrieben, bei dem eine Reibanordnung zwischen dem Differentialkorb und einem Abtriebskegelrad wirksam ist, die über eine Spreizeinrichtung betätigt wird, die einen axial festen, verdrehbaren Stützring und einen axial verschiebbaren, drehfesten Stelling umfaßt und eine besonders leichtgängige Beaufschlagung im Sinne des Sperrrens ermöglicht.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine betriebssichere, gut regelbare und sehr kompakte Konstruktion zu realisieren.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß eine Betätigungseinrichtung aus zwei zueinander koaxial liegenden Spreizplatten vorgesehen ist, jeweils mit in der Umfangsrichtung auf der Stirnseite gegeneinander angeordneten Schrägrillen, worauf gemeinsame Wälzkörperelemente laufen, derart, daß durch geeignete Geometrie der Rampenwinkel und Umfangsradien der Rillen keine Selbsthemmung eintritt. Die eine Spreizplatte ist gegenüber dem Differentialgehäuse axial fest und die zweite Spreizplatte ist axial verschiebbar. Eine der zweiten Platten ist auf ihrem äußeren Umfang mit einer Verzahnung versehen, die sich in Eingriff mit einem antreibenden Ritzel befindet. Über eine Untersetzung wird das Ritzel von einem E-Motor angetrieben. Die unerwünschten Kraft- und Reibverhältnisse in der Verzahnung zwischen Ritzel und verzahnter Spreizplatte werden teils mit einer geeigneten Schrägverzahnung verringert. Hier wird die Schrägverzahnung derart ausgelegt, daß die verzahnte Spreizplatte dahin tendiert, sich in Kraftaufbaurichtung gegen die Sperrkupplung zu bewegen. Dadurch wirkt man den sonst hemmenden Kräften in der Verzahnung entgegen. Von großem Vorteil für den Abbau der unerwünschten Reibverhältnisse in der Verzahnung ist ein pulsierendes Antriebsmoment. Dies läßt sich vorzugsweise mit pulsierendem Strom bzw. Spannung verwirklichen, wobei die Pulsfrequenz nicht unter 5 Hertz liegen soll.

Eine weitere Ausbildung besteht in Rückstellfedern, die entweder als Zugfedern zwischen den Spreizplatten sowohl axial als auch tangential wirkend oder auch als Torsionsfeder an der E-Motorwelle angebaut sind. Diese Federn sichern zusätzlich die Entlastung der Reibanordnung in der Sperrkupplung, wenn wider Erwarten die Spreizplatten durch ein Verklemmen die erforderliche Rückstellkraft nicht erzeugen können.

Als Alternative oder Ergänzung zu den Rückstellfedern ist ein schaltbarer Freilauf vorgesehen, der in der der verdrehbaren Spreizplatte zugeordneten Untersetzungsstufe bzw. an der E-Motorantriebswelle eingebaut ist, der bei Betätigung des E-Motors im Sinne einer Druckbeaufschlagung schließt und bei Aufhebung der Betätigung das Untersetzungsgetriebe vom E-Motor trennt.

Bei einer solchen Ausbildung kann es sogar genügen, den Motor nur in einer Drehrichtung laufend auszubilden, d.h. nicht umzusteuern und die Rückstellung der verdrehbaren Spreizplatte nach Bedarf über die eine

drehwirkende Rückstellfeder vorzunehmen.

Der vorerwähnte Spreizmechanismus umfaßt eine drehbare und eine axial verschiebbare Spreizplatte, wobei die Funktionen auf beide Platten verteilt oder in einer Platte vereint sein können.

Es sind Differentiale in verschiedenen Ausführungen gezeigt, darunter Planetenraddifferentiale in zwei Ausbildungen.

Unter den bewährten Fahrzeugachsendifferentialen baut das Planetendifferential mit parallel zueinander angeordneten Stirnzahnrädern und Hohlrad gegenüber dem Kegelraddifferential für die gleiche Drehmomentauslegung axial kürzer. Dieses Planetendifferential läßt sich zusammen mit dem vorerwähnten Spreizmechanismus und einer Reibanordnung der Sperrkupplung zwischen Differentialkorb und einer Abtriebswelle zu einem sehr kompakten Sperrausgleichsgetriebe bilden.

Schließlich ist aus einer Kombination des erwähnten Spreizmechanismus, eines Planetendifferentials mit parallel angeordneten Stirnzahnrädern und Hohlrad und einer Sperrkupplungsreibanordnung zwischen den beiden Abtriebswellen eine noch kürzere Baulänge zu erzielen und zwar bedingt durch eine Halbierung des Sperrmomentes in der Sperrkupplung für einen gleichbleibenden Straßenhaftunterschied zwischen den Antriebsrädern.

Ein besonders günstig ansprechender und empfindlich regelbarer Drehantrieb ergibt sich daraus, daß Steuerkurven oder -profile an den einander zugewandten Stirnflächen des Stützrings und des Stellrings, die zwischen dem Stützring und dem Stellring in abstützender, den Stellring bei Verdrehung des verdrehbaren der Ringe bzw. Spreizplatten verschiebender Wirkverbindung stehen, eine nicht-lineare Änderungsrate der auf den Stellring wirksamen Axialkomponente über dem Verdrehwinkel aufweisen. Die Wirkung liegt darin, daß während einer ersten Phase der Betätigung durch einen steilen Anstieg der wirksamen Axialkomponenten eine starke Spreizungsrate zwischen Stellring und Stützring bewirkt werden kann, solange aufgrund des Spiels zwischen den Lamellen keine oder keine nennenswerten Reaktionskräfte überwunden werden müssen. Der anfangs steile Anstieg der wirksamen Axialkomponente verbessert somit das Ansprechen der Sperrkupplung. Danach soll der Anstieg der wirksamen Axialkomponente bevorzugt progressiv abfallen, bis der gewünschte Anstieg für den Arbeitsbereich der Sperrwirkung erreicht wird. Der Verlauf der obigen Steigungsänderung kann mathematisch in der Form

$$\frac{dy}{dx} = \frac{a}{x} \text{ bzw. } \frac{dy}{dx} = b - ax$$

dargestellt werden. y ist die axial wirksame Höhenveränderung der Kugelrille oder Rampenfläche, x ist der entsprechende Weg in Umfangsrichtung in der Kugelrille oder auf der Rampenfläche. Es ergibt sich ein Profil nach

$$y = a \ln x + b \text{ bzw. } y = bx - ax^2/2 + c.$$

Es bleibt die Anfangs- und Auslaufanstellwinkel festzulegen. Es ist bei Kugelrillen ein Anfangswinkel von $6-9^\circ$ und ein Auslaufwinkel von $1-1,5^\circ$ angemessen. Im Arbeitsbereich ist der vorerwähnte Auslaufwinkel bis zum Ende der Bahn konstant. Damit ist sichergestellt, daß für alle Verschleißzustände die Sperre im Ar-

beitsbereich nach der gleichen Kennlinie und frei von jeglicher Selbsthemmung betätigt wird.

Nach einer bevorzugten Ausführung wird ein ringförmiger oder scheibenförmiger Kugelkäfig vorgesehen, der die Kugeln in axialen Durchgangslöchern aufnimmt, damit alle Kugeln in den mit veränderlicher Steigung ausgeführten Kugelrillen synchron laufen.

Nach einer ersten günstigen Ausbildung sind als Steuerkurven Kugelrillen in den beiden Stirnflächen vorgesehen, in denen sich einander gegenüberliegenden Stirnflächen abstützende Kugelkörper laufen. Hierbei ist bei konstantem Radius eine Veränderung der Kugelrillentiefe gemäß den oben beschriebenen unterschiedlichen Raten möglich. Eine zweite günstige Ausgestaltung geht dahin, die Tiefenänderung über dem Kugelrillenverlauf konstant zu halten, die Kugelrillen jedoch mit einer zunehmenden Radialkomponente verlaufen zu lassen, so daß über dem Verdrehwinkel des Stellrings die axiale Verschieberate zunehmend geringer wird. Selbstverständlich ist auch eine Kombination der beiden hier angegebenen Ausgestaltungen möglich. Bevorzugt sind über dem Umfang mindestens drei solcher Rillenpaare und damit Wälzkörper vorgesehen. Die tiefste Stelle der Vertiefungen in Verbindung mit der Kugel dient als Rückdrehanschlag zur Begrenzung der Rückstellbewegung des Stellrings gegenüber dem Stützring.

Bevorzugte Ausführungsbeispiele und Antriebsschemata hinsichtlich der Anwendung eines sperrbaren Ausgleichsgetriebes sowohl auf ein frontgetriebenes als auch auf ein heckgetriebenes Kraftfahrzeug sind in der Zeichnung schematisch dargestellt.

Es zeigt

Fig. 1 ein Antriebsschema für ein frontgetriebenes Kraftfahrzeug,

Fig. 2 einen Halbschnitt durch ein Ausgleichsgetriebe in einer ersten Ausführung gemäß Fig. 1 — Reibanordnung zwischen Differentialkorb und einem Antriebsrad,

Fig. 3 einen Halbschnitt durch ein Ausgleichsgetriebe in einer zweiten Ausführung gemäß Fig. 1 — Reibanordnung zwischen Planetenträger und Antriebsrad d.h. zwischen den Antriebsrädern,

Fig. 4 ein Antriebsschema für ein heckgetriebenes Kraftfahrzeug,

Fig. 5 einen Halbschnitt durch ein Ausgleichsgetriebe in einer dritten Ausführung gemäß Fig. 4 — Reibanordnung zwischen Differentialkorb und einem Antriebsrad,

Fig. 6 einen Halbschnitt durch ein Ausgleichsgetriebe in einer vierten Ausführung gemäß Fig. 4 — Reibanordnung zwischen den Abtriebsrädern,

Fig. 7 eine Explosionsdarstellung des Sperrmechanismus mit Rillen und Kugeln zur Umsetzung der Drehbewegung des Stellrings in eine Axialbewegung,

Fig. 8 ein Detail der Ausführungsform nach Fig. 7 im Ruhezustand; und

Fig. 9 ein Detail der Ausführungsform nach Fig. 7 im gespreizten Zustand zur Beaufschlagung der Reibanordnung,

Fig. 10 das Detail der Ausführungsform gemäß Fig. 7, mit weiteren Einzelheiten,

Fig. 11 einen Halbschnitt durch ein Ausgleichsgetriebe in einer dritten Ausführung gemäß Fig. 4 — Reibanordnung zwischen Differentialkorb und einem Antriebsrad,

Fig. 12 eine Explosionsdarstellung des Sperrmechanismus mit Rillen und Kugeln zur Umsetzung der Drehbewegung des Stellrings in eine Axialbewegung,

Fig. 13 ein Stütz- oder Stellring in Ansicht in einer weiteren Ausführung.

Fig. 14 ein Stütz- oder Stelling gemäß Fig. 11 aber in einer anderen Ausführung.

Das in der Zeichnungs-Fig. 1 gezeigte Fahrzeug 1 ist ein frontgetriebenes Fahrzeug. Es sind nur die Umrisse zur Verdeutlichung dargestellt. Das Fahrzeug 1 besitzt die beiden Vorderräder 2 und 3 sowie die Hinterräder 4 und 5. Die beiden Vorderräder 2, 3 werden vom Motor 6 über das Schaltgetriebe 7, das daran angeschlossene extern geregelt sperrbare Ausgleichsgetriebe 8 und die daran angeschlossenen Gelenkwellen 9, 10 angetrieben. Das extern gesteuert sperrbare Ausgleichsgetriebe 8 ist in den Fig. 2 und 3 näher dargestellt. In dem Gehäuse 11 ist über Lager 15, 19 der Differentialkorb 12 drehbar angeordnet. Der Differentialkorb 12 ist geteilt ausgebildet. Als Abtriebs Elemente im Differentialkorb 12 sind ein Planetenträger 16 und ein Abtriebsrad 17 aufgenommen. Auf als Hülsen ausgebildeten Drehzapfen 18, die im Planetenträger 16 angeordnet sind, sind achsparallele Ausgleichsräder 29 drehbar gelagert. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differentialkorbes 12 das Tellerrad 20 angeschlossen, über welches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeuges 1 antreibbar ist. Die Abtriebs Elemente 16, 17 weisen Innenkeilverzahnungen auf, in welche Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind, die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die Vorderräder 4, 5 dienen. Der zweite Abschnitt 12b des Differentialkorbes 12 ist mit dem ersten Abschnitt 12a drehfest verbunden. Die beiden Abtriebs Elemente 16, 17 sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufgenommen.

Das in der Zeichnungs-Fig. 4 gezeigte Fahrzeug 1 ist ein heckgetriebenes Fahrzeug. Es sind nur die Umrisse zur Verdeutlichung dargestellt. Das Fahrzeug 1 besitzt die beiden Vorderräder 2, 3, sowie die Hinterräder 4, 5. Die beiden Hinterräder 4, 5 werden vom Motor 6 über das Schaltgetriebe 7, eine Längswelle 52, das daran angeschlossene extern geregelt sperrbare Ausgleichsgetriebe 8, und die daran angeschlossenen Gelenkwellen 9, 10 angetrieben. Das extern gesteuert sperrbare Ausgleichsgetriebe 8 ist in den Fig. 5, 6 näher dargestellt.

Abtriebs Elemente sind ein erstes Abtriebsrad 16 und ein zweites Abtriebsrad 17, wobei letzteres nach Fig. 6 mit einem Korb 61 drehfest verbunden ist. Auf sich kreuzenden radialen Drehzapfen 18, die im mehrteiligen Differentialkorb 12 gehalten sind, sind kegelige Ausgleichsräder 29 drehbar gelagert. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differentialkorbes 12 das Tellerrad 20 angeschlossen, über welches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeuges 1 antreibbar ist. Die Abtriebs Elemente 16, 17 weisen Innenverzahnungen auf, in welche Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind, die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die Hinterräder 4, 5 dienen. Der Differentialkorb 12 ist aus einem deckelförmigen Teil 12a, einem topfförmigen Teil 12b und (für Fig. 5) einem ringförmigen Einsatz 12c aufgebaut. Die beiden Abtriebs Elemente 16, 17 sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufgenommen.

In Fig. 2 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die aus Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 besteht. Die Innenlamellen 24 besitzen in ihrer Bohrung Verzahnungen, mit denen sie auf einer entsprechenden Außenverzahnung 25 eines Fortsatzes des Abtriebsrades 17 drehfest, jedoch verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen auf ihrem Außenumfang ebenfalls Zähne auf, die in entsprechende Nuten oder Verzahnungen 23, die im Differentialkorb 12 angeordnet sind, drehfest eingreifen. Die Außenlamellen 22 sind

ebenfalls in Axialrichtung verschiebbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die Bestandteil des Differentialkorbes 12 ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druckplatte 57 druckbeaufschlagbar. Es sind die Drehzapfen 18 durchdringende Stößel 58 vorgesehen, die von einer ersten Druckscheibe 59 beaufschlagt werden. An dieser stützt sich über ein erstes Axiallager 60 eine Druckplatte 27 ab, die über weitere Stößel 41 verstellbar ist, an denen eine außerhalb des Differentialkorbes 12 angeordnete zweite Druckscheibe 40 anliegt. Zwischen einer Radialfläche des Stellringes 28 und der Druckplatte 40 ist ein zweites Axialdrucklager 39 eingebaut. Hierdurch wird die Reibung verringert, da die Druckplatte 40 mit dem Differentialkorb 12 umläuft. Die Ausführung gemäß Fig. 2 entspricht einer "Korb-zu-Welle" Sperrwirkung.

In Fig. 3 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die ebenfalls Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 aufweist. Die Innenlamellen besitzen in ihrer Bohrung Verzahnungen, mit denen sie auf eine entsprechende Außenverzahnung 25 des Fortsatzes des Abtriebsrades 17 drehfest, jedoch verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen an ihrem Außenumfang ebenfalls Zähne auf, die in entsprechenden Nuten oder Verzahnungen 23 drehfest eingreifen, die in einer Verlängerung der linken Seite des Planetenträgers 16 ausgebildet sind, die mit der linken Seite des Planetenträgers 16 fest verbunden ist. Die Außenlamellen 22 sind ebenfalls in Axialrichtung verschiebbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die Bestandteil des Differentialkorbes 12 ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung über eine Druckplatte 57 druckbeaufschlagbar. Es sind den Drehzapfen 18 durchdringende Stößel 58 vorgesehen, die von einer ersten Druckscheibe 59 beaufschlagt werden. An dieser stützt sich über ein erstes Axialdrucklager 60 eine Druckplatte 27 ab, die über weitere Stößel 41 verstellbar ist, an denen eine außerhalb des Differentialkorbes 12 angeordnete Druckscheibe anliegt. Zwischen einer Radialfläche des Stellringes 28 und der Druckplatte 40 ist ein Axialdrucklager 39 eingebaut. Hierdurch wird die Reibung verringert, da die Druckplatte 40 mit dem Differentialkorb 12 umläuft. Die Ausführung gemäß Fig. 3 entspricht einer "Welle-zu-Welle" Sperrwirkung. Die Anzahl der Lamellen ist nur ca. 50% von der Fig. 2 und deswegen baut sich Fig. 3 kürzer für die gleiche Sperrwirkung.

In Fig. 5 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die aus Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 besteht. Die Innenlamellen 24 besitzen in ihrer Bohrung Verzahnungen, mit denen sie auf einer entsprechenden Außenverzahnung 25 einer auf dem Abtriebsrad 17 angeordneten Hülse drehfest, jedoch verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen auf ihrem Außenumfang Zähne auf, die in entsprechenden Nuten oder Verzahnungen 23, die unmittelbar im Differentialkorb 12 ausgebildet sind, drehfest und axialverschieblich eingreifen. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die an Teilen des Differentialkorbes 12 ausgebildet ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druckplatte 57 axial beaufschlagbar. Es sind den Differentialkorb durchdringende Stößel 41 vorgesehen, die auf die Druckplatte 57 wirken und von einer Druckscheibe 40 außerhalb des Differentialkorbes beaufschlagt werden. Zwischen den Flächen

der Druckscheibe 40 und des Stellrings 28 ist ein Axialdrucklager 39 eingebaut. Die Ausführung gemäß Fig. 5 entspricht einer "Korb-zu-Welle" Sperrwirkung.

In Fig. 6 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 umfaßt. Hierbei sind in den Bohrungen der Innenlamellen Verzahnungen vorgesehen, mit denen sie auf einer entsprechenden Außenverzahnung 25 einer auf der Abtriebswelle 13 angeordneten Hülse drehfest und axial verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen an ihrem Außenumfang Zähne auf, die in einem mit der zweiten Abtriebswelle 14 drehfest verbundenen Innenkorb 61 ausgebildet sind. Die Außenlamellen 22 sind ebenfalls in Axialrichtung verschiebbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die am Abtriebsrad 17 ausgebildet ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung über eine Druckplatte 57 axial beaufschlagbar. Es sind den Innenkorb 61 axial durchdringende Stößel 58 vorgesehen, die von einer ersten Druckscheibe 59 beaufschlagt werden. An dieser stützt sich über ein erstes Axialdrucklager 60 eine Druckplatte 27 ab, die über weitere, den Differentialkorb durchdringende Stößel 41 verstellbar ist, an denen eine außerhalb des Differentialkorbes 12 angeordnete zweite Druckscheibe 40 anliegt.

Zwischen den Flächen des Stellrings 28 und der Druckscheibe 40 ist ein zweites Axialdrucklager 39 vorgesehen. Die Ausführung gemäß Fig. 6 entspricht einer "Welle-zu-Welle" Sperrwirkung. Im Gegensatz zu Fig. 3 ist es hier ersichtlich, daß eine "Welle-zu-Welle" Sperrwirkung auf Kegelradausgleichsgetriebe gebaut keine raumsparenden Vorteile gegenüber einer "Korb-zu-Welle" Ausführung (Fig. 5) bietet. Die Beaufschlagung der Reibanordnung 21 zur Abbremsung des Abtriebrades 17 gegenüber dem Differentialkorb 12 ist nachfolgend beschrieben, und zwar unter Bezugnahme auf die Fig. 2, 3 und 7. Im Gehäuse 11 ist drehfest und axial unverschiebbar ein Stützring 54 angeordnet. Auf einem Lagerträgeransatz 31 ist ferner ein Stellring 28 drehbar und axial verschiebbar angeordnet. Der Stellring 28 stützt sich über Wälzkörpern 49, die in Kugelrillen 47, 48 laufen (Fig. 7), an dem Stützring 54 ab. Stellring 28 und Stützring 54 weisen radial verlaufende Stirnbereiche auf, die einander gegenüberliegen. Bei dem in den Fig. 2 und 3 dargestellten Beispiel besitzt der Stellring 28 auf seiner dem Stützring 54 zugewandten Stirnfläche mindestens drei umfangsverteilt angeordnete und ansteigend verlaufende Kugelrillen 47 auf. Der Stützring 54 besitzt die gleiche Anzahl gegensinnig ansteigend verlaufende Kugelrillen 48. Im Ausgangszustand, wenn die Reibanordnung 21 nicht durch eine Axialkraft beaufschlagt ist, also bei im offenen Zustand arbeitendem Ausgleichsgetriebe 8, befinden sich Stellring 28 und Stützring 54 in der zueinander nächstmöglichen Position. Bei Verdrehung des Stellrings 28 verdrehen sich die Kugelrillen 47, 48 relativ zueinander und verschieben den Stellring 28 in Richtung auf die Reibanordnung 21, die zu einer vorbestimmten Sperrung und damit Ankupplung der Bewegung des Abtriebrades 17 und gegebenenfalls des Abtriebrades 16 an die Drehbewegung des Differentialkorbes 12 führt.

Zur Erzielung der Drehbewegung ist der Stellring 28 in seinem radial äußeren Abschnitt mit einer Verzahnung 34 versehen, in die ein Ritzel 35 eingreift. Die Verzahnung 34 ist vorzugsweise als eine Schrägverzahnung ausgelegt, um den Stellring 28 gegen die Reibanordnung 21 während des Sperrkraftaufbaus zu bewe-

gen. Eine Freilaufkupplung 63 elektromagnetisch betätigt, wird vorzugsweise in der Vorgelegewelle 64 eingebaut. Das Ritzel 35 ist durch die Untersetzung 32 von dem E-Motor 33 angetrieben. Vorzugsweise ist der E-Motor von pulsierendem Strom oder Spannung getrieben.

In den Fig. 7 bis 10 sind Ausführungen für bevorzugte alternative Kugelrillenanordnungen dargestellt. Der Stellring 28 besitzt in seiner Stirnfläche 45 umfangsverteilt mehrere Kugelrillen 47, welche ausgehend von der tiefsten Stelle, die als Rückdrehanschlagfläche 50 ausgebildet sind, zur Stirnfläche 45 hin ansteigend verlaufen. Die Kugelrillen 47 verlaufen jeweils dabei in einem Kreisbogen. Der Kugelrille 47 ist gegenüberliegend in der Stirnfläche 46 des Stützringes 54 eine Kugelrille 48 angeordnet, die ebenfalls ausgehend von einer tiefsten Stelle, die als Rückdrehanschlag 51 gedacht ist, in Richtung auf die Stirnfläche 46 ansteigend verläuft. Der Verlauf der beiden Kugelrillen 47 und 48 ist jedoch einander entgegengerichtet. In jeweils zwei Kugelrillen 47, 48, die paarweise gegenüberliegend angeordnet sind, ist jeweils ein Wälzkörper in Form einer Kugel 49 aufgenommen. Bei Verdrehung des Stellrings 28 zum Stützring 54 bewegt sich die Kugel 49 in den Kugelrillen 47, 48. Dabei findet durch die Kugel 49 eine Spreizung statt, so daß sich der Stützring 54 vom Stellring 28 entfernt. Hierbei wirkt die Rückseite des Stellrings 28 über ein anliegendes Axialdrucklager 39 auf eine mit dem Differentialkorb umlaufende Druckscheibe 40, die wieder auf die aus Innen- und Außenlamellen bestehende Reibanordnung 21 einwirkt. Der außen über einen Teilumfang mit einer Verzahnung 34 versehene Stellring 28 wird über ein Ritzel 35 und eine Übersetzungsanordnung 32 von einem Motor 33 angetrieben, auf dessen Welle eine als Spiralfeder ausgebildete Rückstellfeder 37 vorgesehen ist. Vorzugsweise kann stattdessen eine elektromagnetisch betätigte Freilaufkupplung in der Antriebsuntersetzung eingebaut werden. Durch die nicht selbsthemmende Rampengeometrie als auch durch passende Rückstellfedern und Freilaufkupplung ist ein einwandfreies Lösen der Sperre sichergestellt. Alternativ ist, wie aus den Fig. 8 und 9 ersichtlich, vorgesehen, zwischen Stellring 28 und Stützring 54 Zugfedern 38 als Rückstellfedern anzuordnen. In Fig. 9 ist die gespannte Lage der Rückstellfedern 38 erkennbar. Es sind bevorzugt mehrere Zugfedern auf dem Umfang verteilt angeordnet. Ebenso sind mehrere Rillenpaare 47, 48 und Kugeln 49 auf dem Umfang verteilt vorgesehen. Diese zeigen einen gerade gerichteten Rampenverlauf auf.

In Fig. 10 ist unter Verwendung der gleichen Bezugswerte ein wesentliches Detail dargestellt. Die Kugelrillen 47, 48 weisen hier jedoch eine veränderliche Steigung bezüglich der Tiefe auf, wobei ausgehend vom dargestellten unverdrehten Zustand des Stützrings 54 und des Stellrings 28 eine Phase I mit veränderlicher Steigung, nämlich einem steilen Anstieg mit einer hohen Spreizungsrate über dem Drehwinkel, jedoch mit kontinuierlich abnehmender Steigung und damit abnehmender Spreizungsrate über dem Verdrehwinkel, und anschließend eine Phase II mit konstanter Spreizungsrate erkennbar sind, die für die Spreizung unter Last gewünscht ist. Diese konstante Steigung ist erforderlich, um unterschiedliche Last- und Verschleißzustände abzudecken. Die konstante Steigung in Phase II ist innerlich steil genug um einen einwandfreien Rücklauf des Stellrings mit abgeschaltetem E-Motor zu erhalten. Zwischen Stützring 54 und Stellring 28 ist ein Kugelkä-

fig 62 dargestellt, der die Kugeln mit gleichem Umfangs-
abstand hält und sie zwingt, synchron zu laufen, was
insbesondere in Phase I von besonderer Bedeutung ist.

In Fig. 11 ist in dem Gehäuse 11 und dem damit ver-
bundenen Lagerträger 11a über Lager 15 der Differential-
korb 12 drehbar angeordnet. Der Differentialkorb 12
ist geteilt ausgebildet und umfaßt einen ersten Teil 12a,
in dem das Abtriebskegelrad 17 und das zweite Ab-
triebskegelrad 16 aufgenommen sind, welche mit auf
einem als Bolzen ausgebildeten Träger 18, der im Teil
12a des Differentialkorbes 12 mit diesem drehend ange-
ordnet ist, drehbar gelagerten Ausgleichskegelrädern
29, kämmen. Der zweite Abschnitt 12b des Differential-
korbes 12 ist mit dem ersten Abschnitt 12a drehfest
verbunden. Er dient zur Aufnahme der Reibanordnung
21. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differential-
korbtiles 12b das Tellerrad 20 angeschlossen, über wel-
ches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeu-
ges 1 antreibbar ist. Die Abtriebskegelräder 16, 17 wei-
sen Bohrungen mit Verzahnungen auf, in welche bei-
spielsweise Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind,
die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die
Hinterräder 4, 5 dienen. Es ist jedoch auch denkbar, daß
die zu den Antriebswellen 9, 10 gehörenden Gelenke
mit entsprechenden Zapfen ausgerüstet sind, die unmittel-
bar in die Bohrungen der Abtriebskegelräder 16, 17
einsteckbar sind. Die beiden Abtriebskegelräder 16, 17
sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufge-
nommen.

Ferner ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die aus
Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 besteht. Die
Innenlamellen 24 besitzen in ihrer Bohrung Verzahnun-
gen, mit denen sie auf einer entsprechenden Außenver-
zahnung 25 eines Fortsatzes des Abtriebskegelrades 16
drehfest jedoch verschieblich aufgenommen. Die je-
weils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten
Außenlamellen 22 weisen auf ihrem Außenumfang
ebenfalls Zähne auf, die in entsprechende Nuten oder
Verzahnungen 23 im Differentialkorb 12 diesen bzw.
dessen zweiten Abschnitt 12b angeordnet sind, drehfest
eingreifen. Die Außenlamellen 22 sind ebenfalls in Axial-
richtung verstellbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich
zum einen axial an der Stützfläche 26, die Bestandteil
des ersten Teiles 12a des Differentialkorbes 12 ist, ab,
zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druck-
platte 27 druckbeaufschlagbar. Es sind im zweiten Ab-
schnitt 12b des Differentialkorbes 12 durchdringende
Stößel 41 vorgesehen, an die eine außerhalb des Diffe-
rentialkorbes 12 angeordnete Druckscheibe 40 anliegt.
Im Bereich der Anordnung der Stößel 41 ist der Diffe-
rentialkorb 12b mit einer radial gerichteten Fläche ver-
sehen.

Die Beaufschlagung der Reibanordnung 21 zur Ab-
bremsung des Abtriebskegelrades 16 gegenüber dem
Differentialkorb 12 ist nachfolgend beschrieben. Im La-
gerträger 11a des Gehäuses 11 ist drehfest, aber axial
verschiebbar auf einem Lagerträgeransatz 31 ein Stell-
ring 28 angeordnet.

Der Lagerträgeransatz 31 ist hierzu mit einer Keil-
verzahnung 30 versehen, auf welcher der Stellring 28
mit in einer Bohrung seines Ansatzes angebrachten, ent-
sprechenden Zähnen 30 geführt ist. Hierdurch wird eine
drehfeste Verbindung des Stellringes 28 zum Träger 11a
des Gehäuses 11 erreicht, wobei jedoch aufgrund der
Verzahnung 30 eine Axialverschiebung in Richtung auf
die Reibanordnung 21 möglich ist. Zwischen einer Radial-
fläche des Stellringes 28 und der Druckplatte 40 ist
ein Axialdrucklager 39 eingebaut. Hierdurch wird die

Reibung verringert, da die Druckplatte 40 mit dem Dif-
ferentialkorb 12 umläuft. Auf dem Lagerträgeransatz 31
ist ferner ein Stützring 63 drehbar, aber axial unver-
schieblich angeordnet. Der Stützring 63 stützt sich ge-
gen ein Axiallager bestehend aus den Wälzkörpern 53
und Stützring 54 ab. Stützring 63 und Stützring 28 wei-
sen radial verlaufende Stirnbereiche auf, die einander
gegenüberliegen.

Zur Erzielung der Drehbewegung ist der Stützring 63
in seinem radial äußeren Abschnitt mit einer Kegelrad-
verzahnung 34 versehen, in die ein Ritzel 35 eingreift.
Das Ritzel 35 ist über einen Freilauf 36 mit vom dem
Motor 33, der als Elektromotor ausgebildet ist, aus gese-
hen ersten Übersetzungsstufe verbunden. Ferner ist
zwischen dem Gehäuse 11 und der zum Ritzel 35 gehö-
renden Welle, die durch das Gehäuse 11 nach außen
geführt ist, eine Rückstellfeder 37 angeordnet, die als
Spiralfeder ausgebildet ist (Fig. 11). Sie kann auch bei
reversierbaren Untersetzungsgetrieben an der Motor-
welle angreifen (Fig. 12). Die Rückstellfeder 37 sorgt
dafür, daß für den Fall, daß der Motor 33 aus irgendwel-
chen Gründen nicht mit Energie versorgt werden kann
und nicht in der Lage ist, den Stützring 63 zurückzudre-
hen, trotzdem eine Rückdrehung aufgrund der Feder-
kraft erreicht wird. Im übrigen kann es aufgrund der
Anordnung des Freilaufes 36 überflüssig sein, überhaupt
einen in beiden Drehrichtungen betätigbaren Motor 33
vorzusehen, wenn ein schaltbarer Freilauf 36 vorgese-
hen ist, der nur in Beaufschlagungsrichtung, bei Verdre-
hung des Stützringes 63 zur Axialverstellung des Stell-
ringes 28 in Richtung auf die Reibanordnung 21 sperrt
und dann, wenn vom Motor 33 kein Moment auf das
Ritzel im Sinne des Haltens in der Sperrstellung ausge-
übt wird, eine Freigangstellung und damit Abkupplung
des Motors 33 vom Ritzel 35 gegeben ist, so daß die
Rückstellung ermöglicht wird. Gegebenenfalls kann so-
gar die Rückstellfeder entfallen und damit sind die dre-
henden Massen des Motors 33 nicht mitzubewegen. Die
Steuerung des Motors 33, kann auf bekannte Art und
Weise erfolgen, beispielsweise unter Nutzung von Si-
gnalen, die einen Schlupf an den Rädern anzeigen. Da-
bei kann auch eine Schaltung vorgenommen werden, die
gewährleistet, daß oberhalb einer bestimmten Fahrge-
schwindigkeit der Drehantrieb nicht betätigbar ist.
Auch ist eine Überprüfungsschaltung vorgesehen, die
beispielsweise beim Einschalten der Zündung des An-
triebsmotors des Kraftfahrzeuges automatisch ange-
schaltet wird und bei offener Sperre wieder erlischt.

In Fig. 12 ist ein Detail für eine weitere alternative
Betätigungsmöglichkeit dargestellt. Der Stützring 63
besitzt in seiner Stirnfläche 45 umfangsverteilt mehrere
Vertiefungen 47, welche ausgehend von der tiefsten
Stelle, die als Rückdrehanschlagfläche 50 ausgebildet ist,
zur Stirnfläche 45 hin ansteigend verläuft. Die Vertie-
fungen 47 verlaufen jeweils dabei in einem Kreisbogen.
Der Vertiefung 47 ist gegenüberliegend in der Stirnflä-
che 46 des Stellringes 28 eine Vertiefung 48 angeordnet,
die ebenfalls ausgehend von einer tiefsten Stelle, die als
Rückdrehanschlag 51 gedacht ist, in Richtung auf die
Stirnfläche 46 ansteigend verläuft. Der Verlauf der bei-
den Vertiefungen 47 und 48 ist jedoch einander entge-
gengerichtet. In jeweils zwei Vertiefungen 47, 48, die
paarweise gegenüberliegend angeordnet sind, ist je-
weils ein Wälzkörper in Form einer Kugel 49 aufgenom-
men. Bei Verdrehung des Stützringes 63 zum Stellring
28 bewegt sich die Kugel 49 in den Vertiefungen 47, 48.

In Fig. 13 ist der Stützring 54 in Ansicht dargestellt,
wobei nach einer alternativen oder ergänzenden Wei-

terbildung sechs Kugelrillen 48 über den Umfang verteilt erkennbar sind, die bei untereinander gleichen oder unterschiedlichen Steigungsraten hinsichtlich der Tiefe außerdem einen Bereich haben, der eine Radialkomponente im Bahnverlauf aufweist, so daß die Spreizungsrate mit zunehmendem Verdrehwinkel hier verringert ist.

In Fig. 14 ist im wesentlichen die gleiche Darstellung des Stützrings 54 wie in Fig. 11 zu finden, wobei jedoch hier in Folge der radialen Komponente der Kugelrillen 48 im Bereich der Phase II von der Möglichkeit Gebrauch gemacht wurde, die Rillen sich in Umfangsrichtung überdecken zu lassen. Aufgrund des größeren möglichen Verdrehwinkels kann eine geringere Steigungsrate, allerdings weit genug oberhalb der Selbsthemmungsgrenze und damit ein empfindlicheres Ansprechverhalten erzeugt werden.

Bezugszeichenliste

| | |
|---------------------------------|----|
| 1 Fahrzeug | |
| 2,3 Vorderräder | 20 |
| 4,5 Hinterräder | |
| 6 Motor | |
| 7 Schaltgetriebe | |
| 8 Ausgleichsgetriebe | |
| 9,10 Antriebswelle | 25 |
| 11 Gehäuse | |
| 12 Differentialkorb | |
| 13,14 Steckanschlußwelle | |
| 15 Lager | |
| 16,17 Abtriebsselemente | 30 |
| 18 Träger | |
| 19 Lager | |
| 20 Tellerrad | |
| 21 Reibanordnung | |
| 22 Außenlamellen | 35 |
| 23 Innenruten | |
| 24 Innenlamellen | |
| 25 Außenverzahnung | |
| 26 Stützfläche | 40 |
| 27 Druckplatte | |
| 28 Stellring | |
| 29 Ausgleichsrad | |
| 30 Keilnuten | |
| 31 Lagerträgeransatz | |
| 32 Drehantrieb | 45 |
| 33 Motor | |
| 34 Verzahnung | |
| 35 Ritzel | |
| 36 Übersetzung | |
| 37 Rückstellfeder (Spiralfeder) | 50 |
| 38 Zugfeder | |
| 39 Axiallager (erstes) | |
| 40 Druckscheibe (erste) | |
| 41 Stößel | |
| 44 Ansatz an Druckring | 55 |
| 45 Stirnfläche (Stellring) | |
| 46 Stirnfläche (Stützring) | |
| 47 Kugelrille Stellring | |
| 48 Kugelrille Druckring | 60 |
| 49 Kugel | |
| 50,51 Rückdrehanschlagfläche | |
| 52 Längswelle | |
| 53 Wälzkörper | |
| 54 Stützring | 65 |
| 57 Druckplatte | |
| 58 Stößel | |
| 59 Druckscheibe (zweite) | |

| |
|-------------------------|
| 60 Axiallager (zweites) |
| 61 Korb |
| 62 Kugelkäfig |
| 63 Stützring |

Patentansprüche

1. Ausgleichsgetriebe mit extern veränderlich regelbarer Sperrkupplung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einem in einem Gehäuse drehbar gelagerten und antreibbaren Differentialkorb, mit diesem coaxial angeordneten und drehbar gekoppelten Antriebswellen, mit diesen gleichzeitig in Eingriff befindlichen im Differentialkorb drehbar gehaltenen Ausgleichsrädern und mit einer Reibanordnung die einerseits an einer Stützfläche eines der gegeneinander drehbaren Teile – Differentialkorb oder eines Teils an einer der Abtriebswellen – axial abgestützt ist und andererseits über eine Betätigungseinrichtung axial beaufschlagbar ist, wobei die Betätigungseinrichtung einen zum Gehäuse axial festen Stützring, einen axial verschiebbaren Stellring von denen einer gegenüber dem anderen verdrehbar ist, einen diesen verdrehbaren der beiden Ringe bedarfsweise antreibenden Drehantrieb, wobei zwischen Stellring und Stützring Wälzkörperelemente auf passenden Steuerkurven oder -rillen eingesetzt sind, umfaßt, die derart ausgestaltet sind, daß an den Wälzkörperelementen keine Selbsthemmung im Rücklauf zwischen Stellring und Stützring auftritt.
2. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der verdrehbare Ring durch ein pulsierendes Drehmoment antreibbar ist.
3. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der dem Drehantrieb zugehörige Motor ein Elektromotor ist und mit pulsierendem Strom oder Spannung betreibbar ist, mit einer Frequenz von 5 Hertz oder größer.

Hierzu 14 Seite(n) Zeichnungen

— Leerseite —

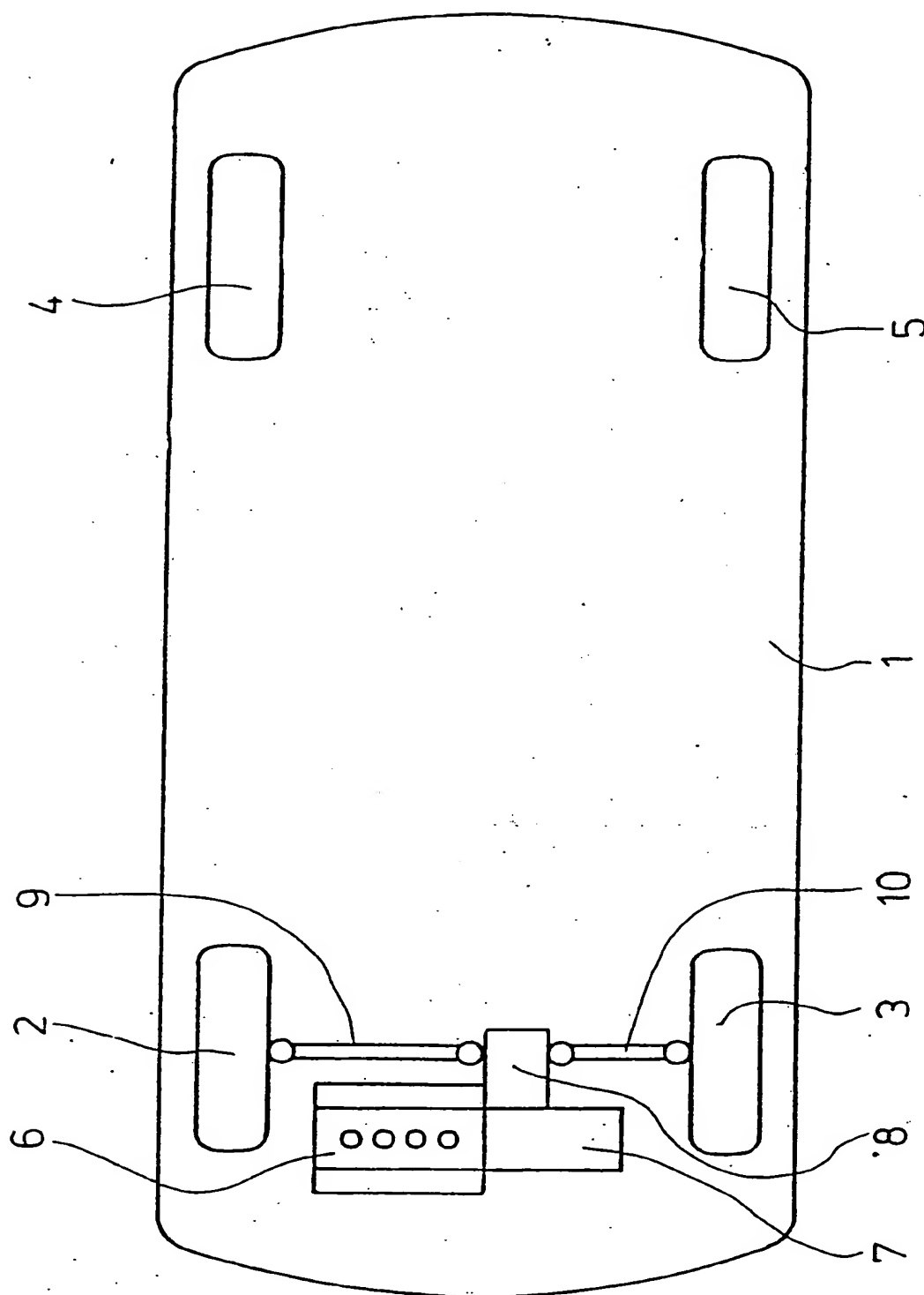


Fig. 1

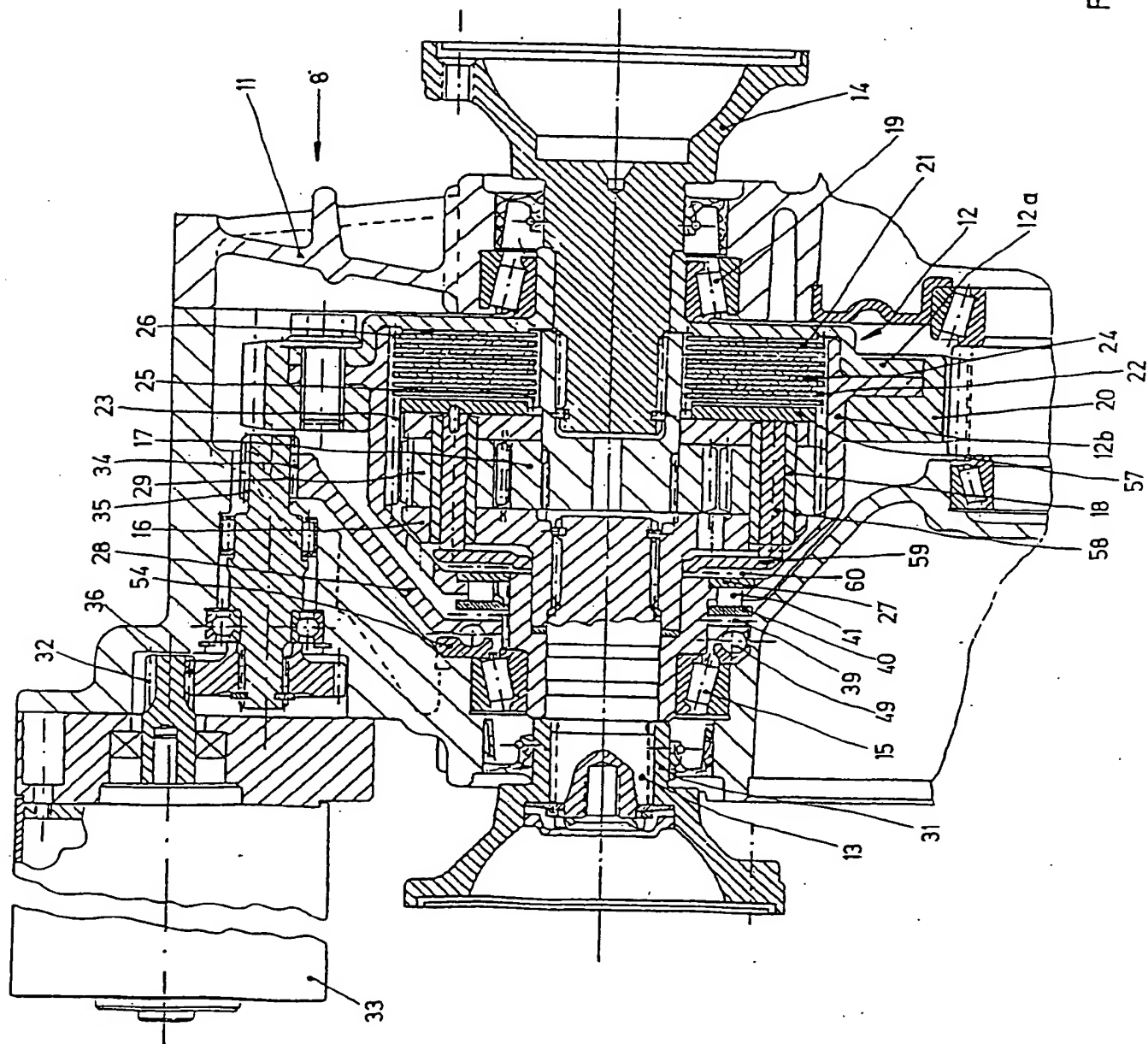
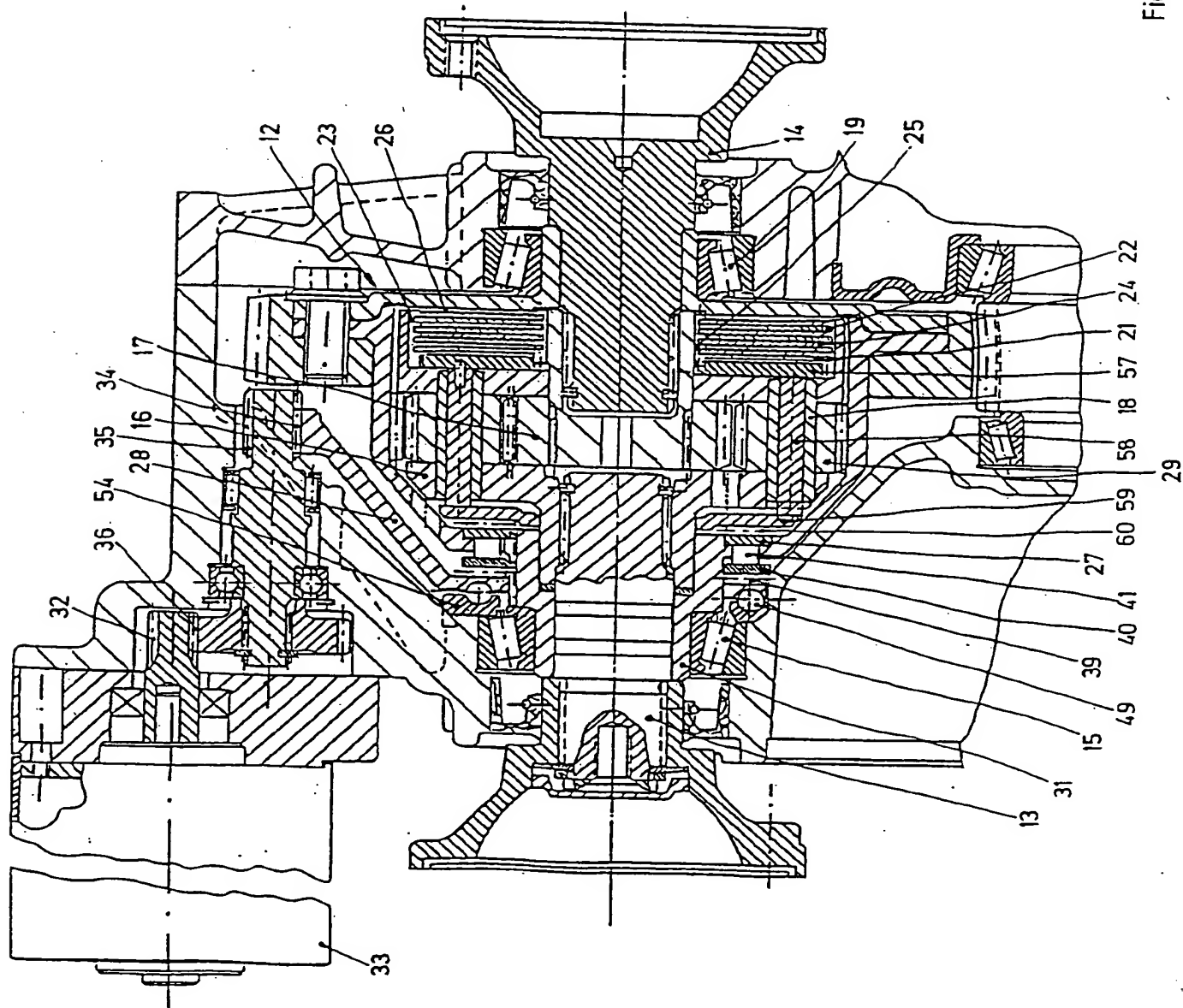


Fig. 2



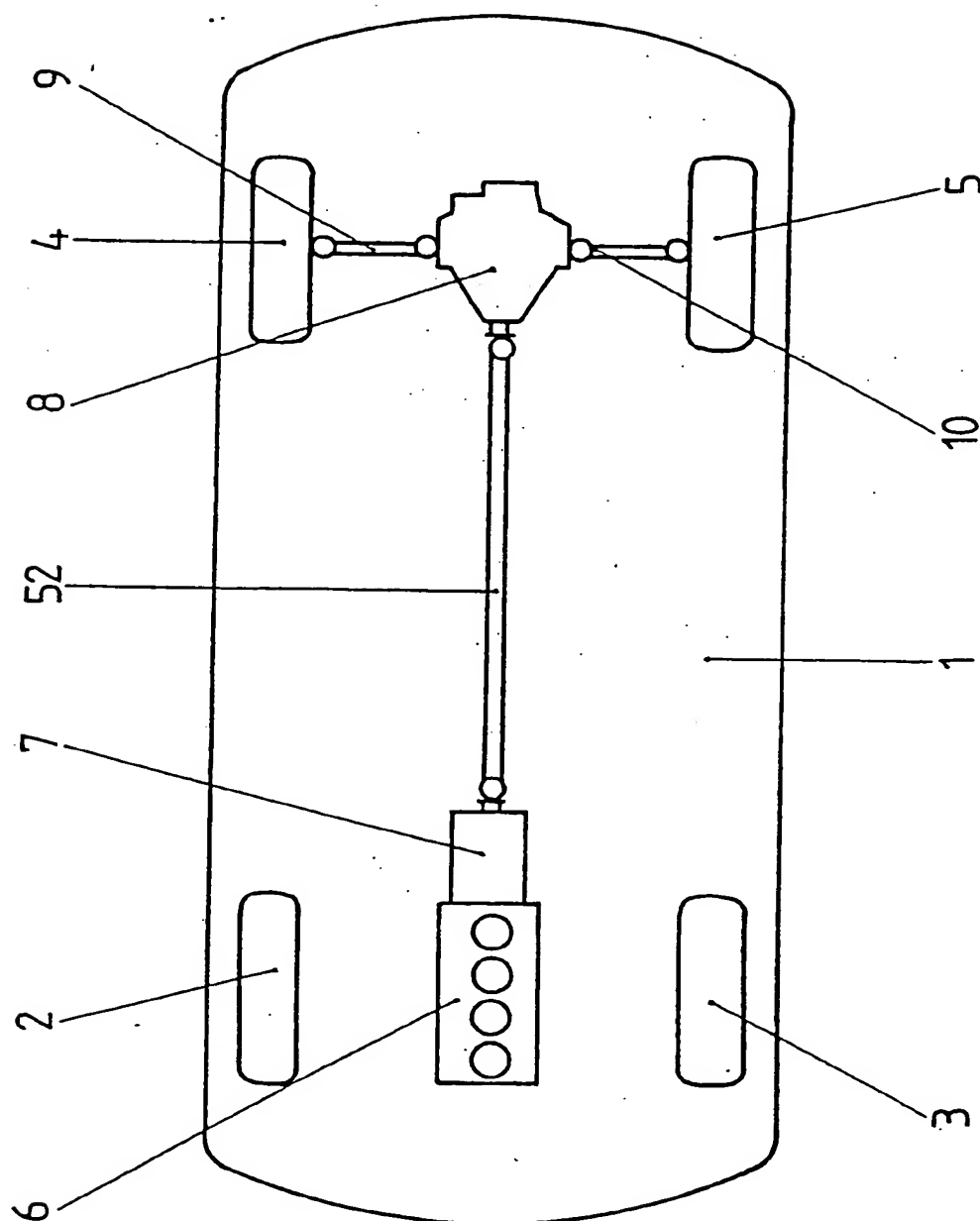
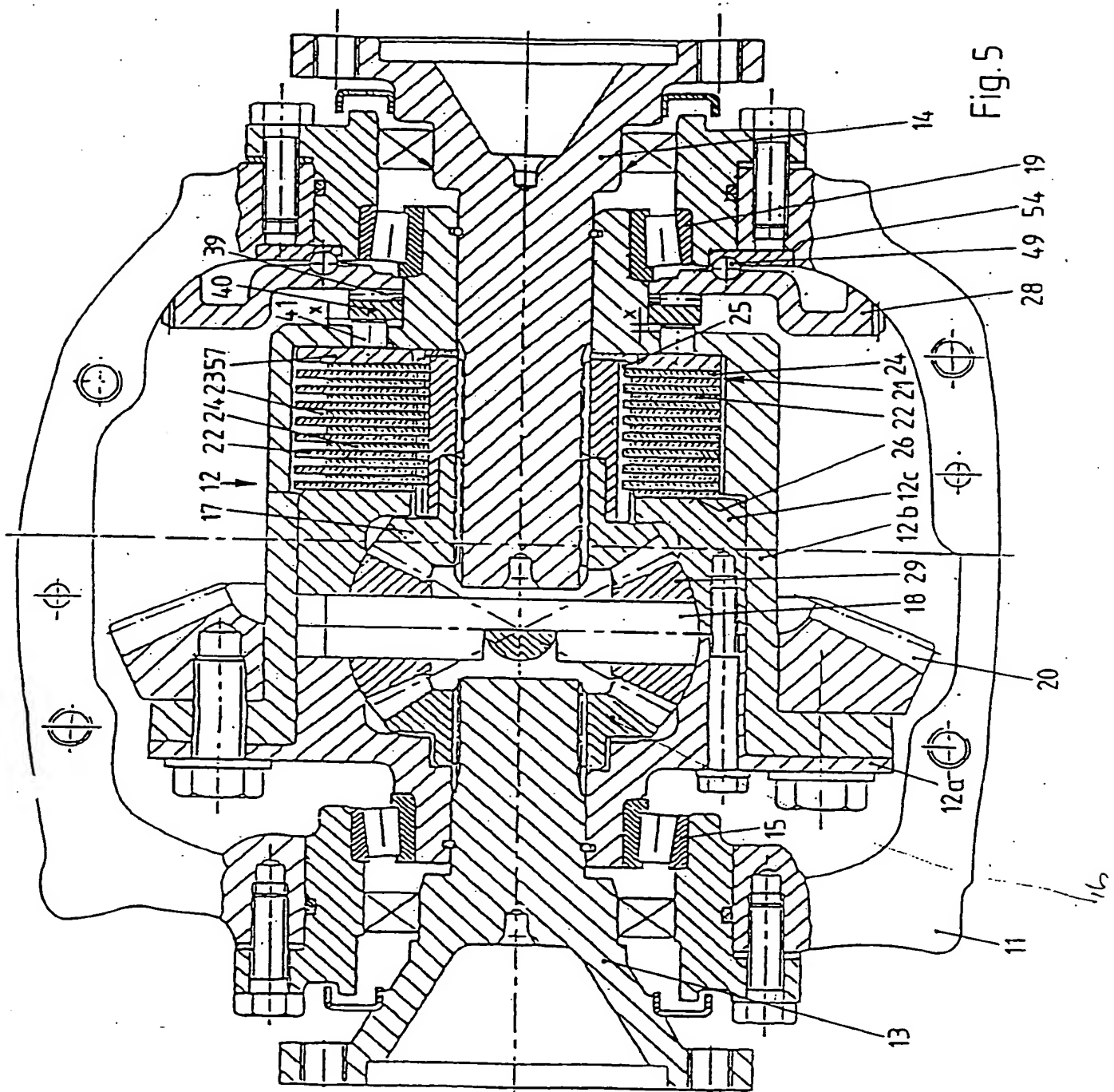


Fig. 4



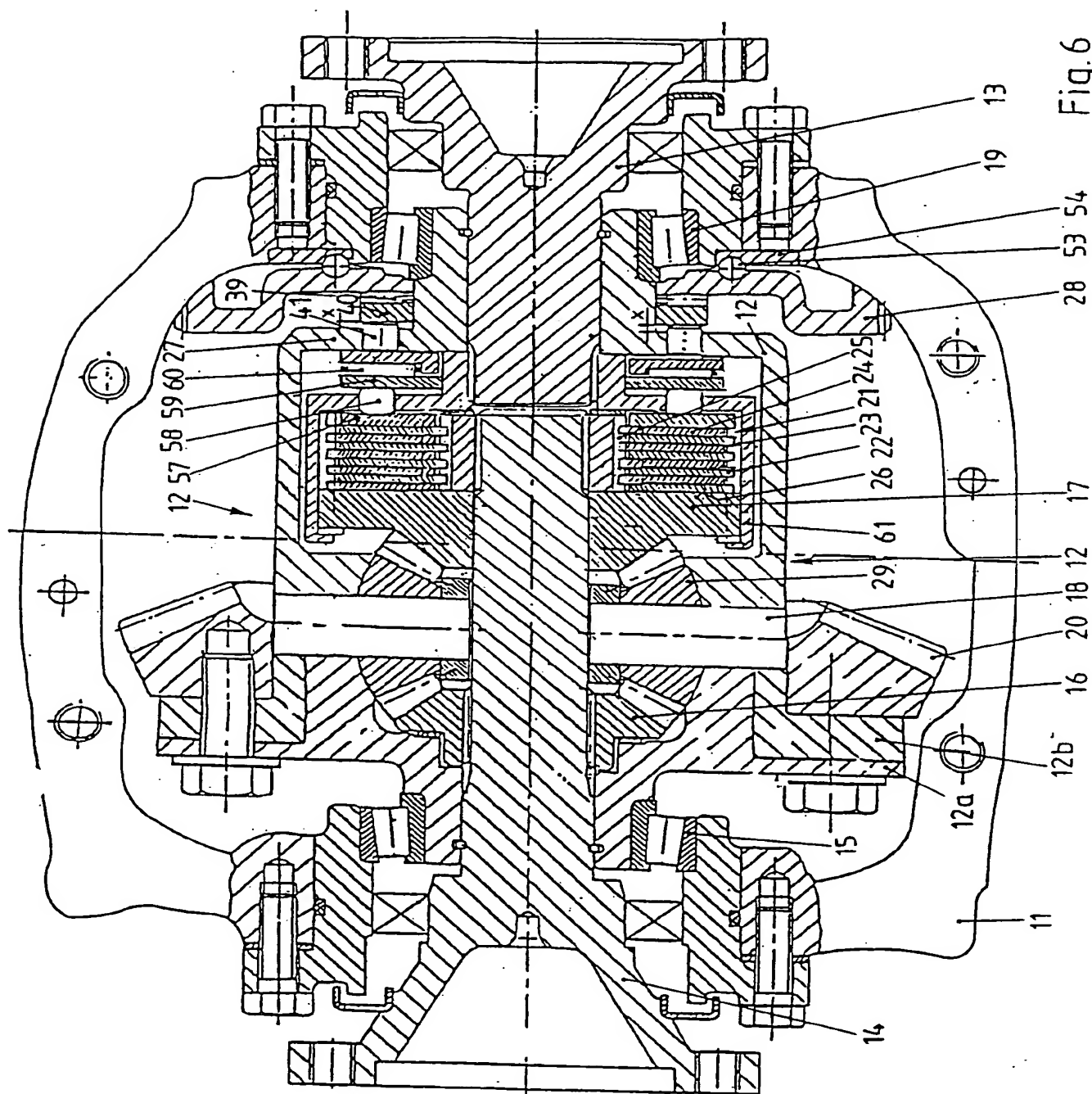
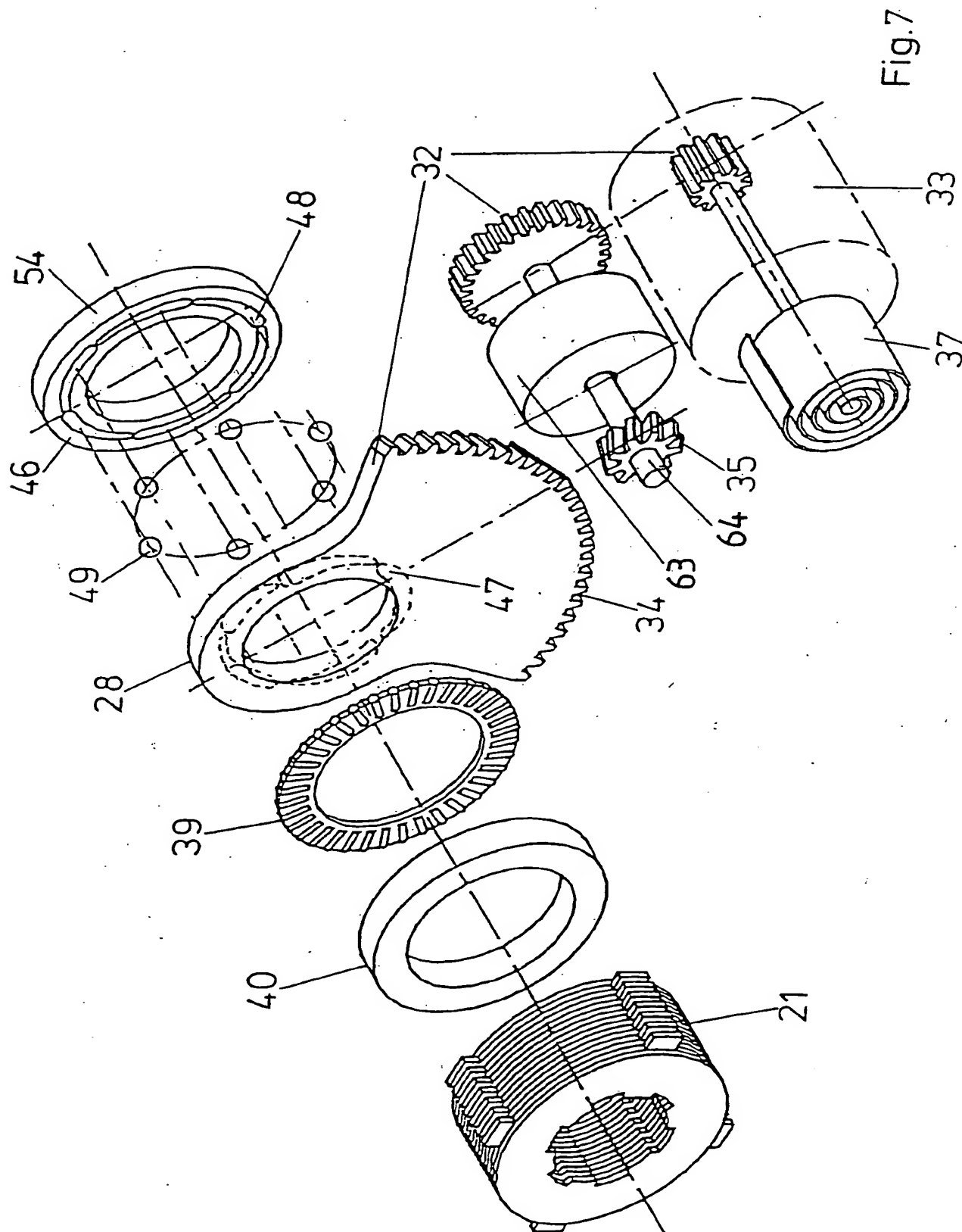
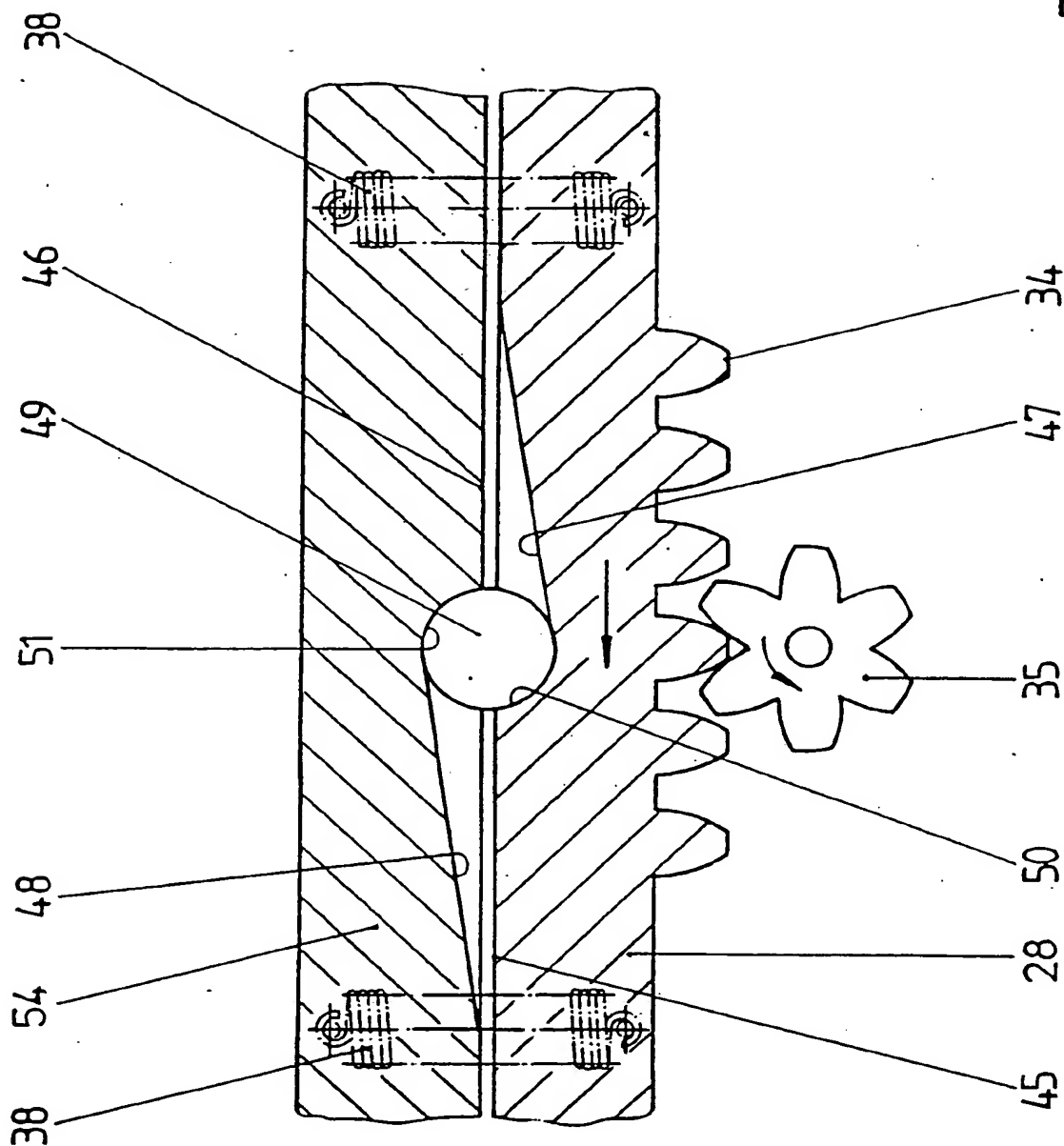
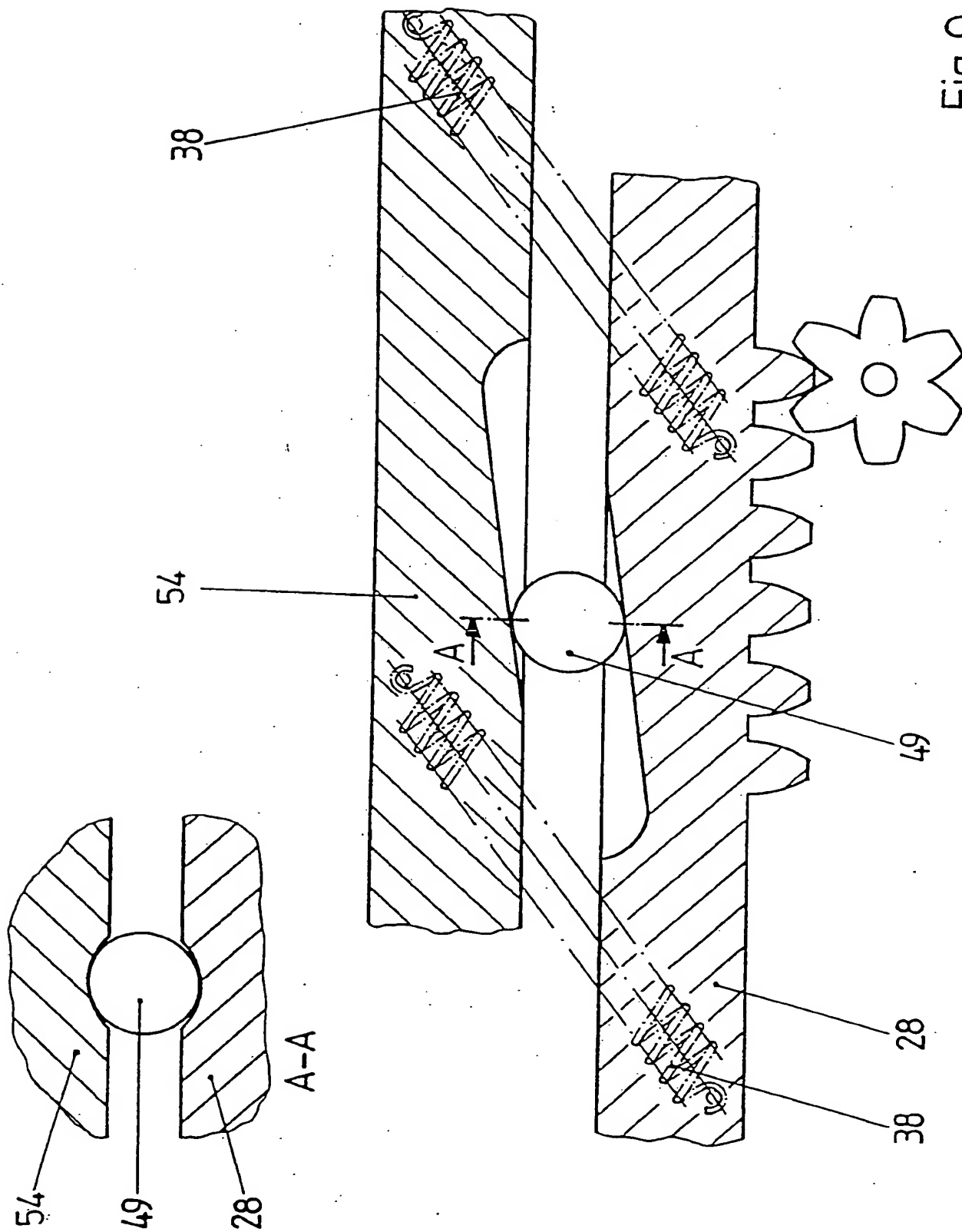


Fig. 6





8.



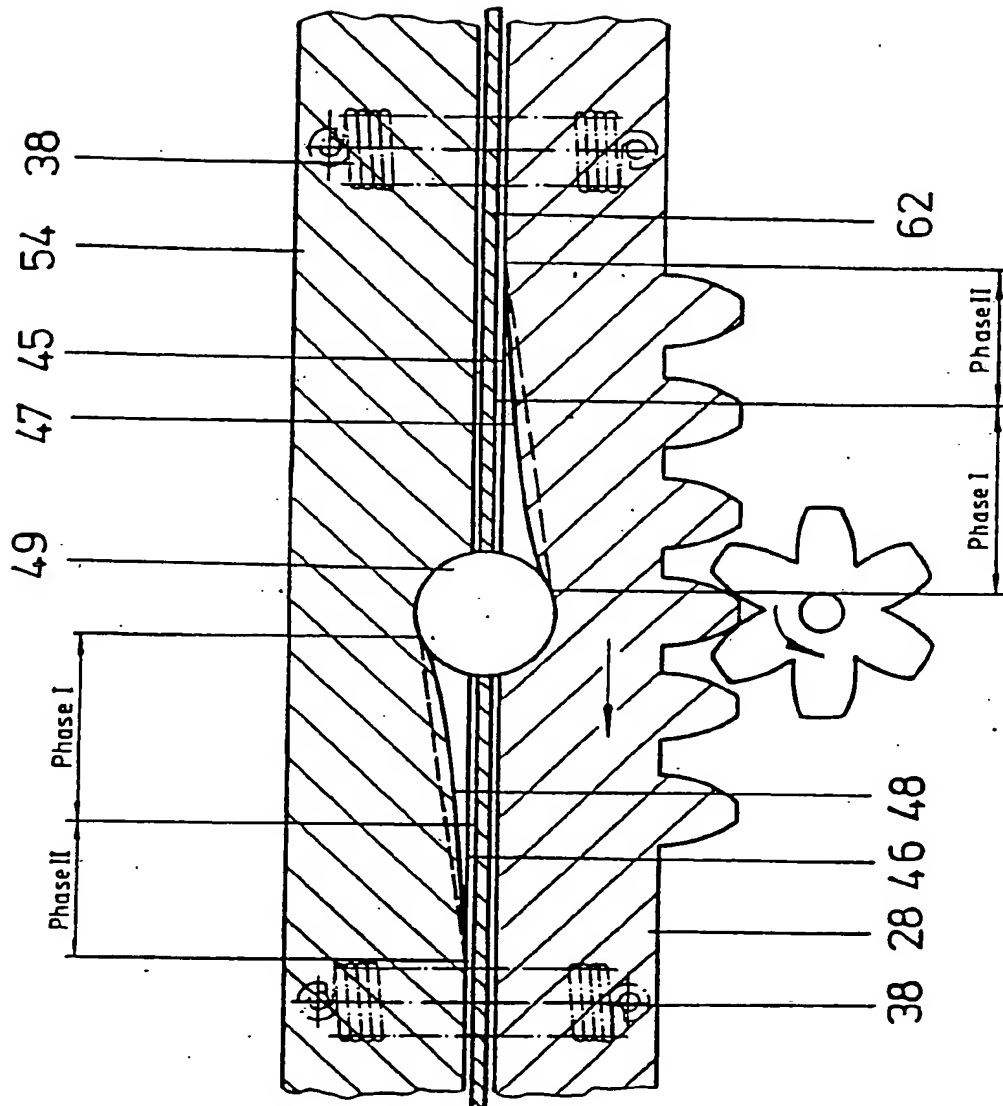
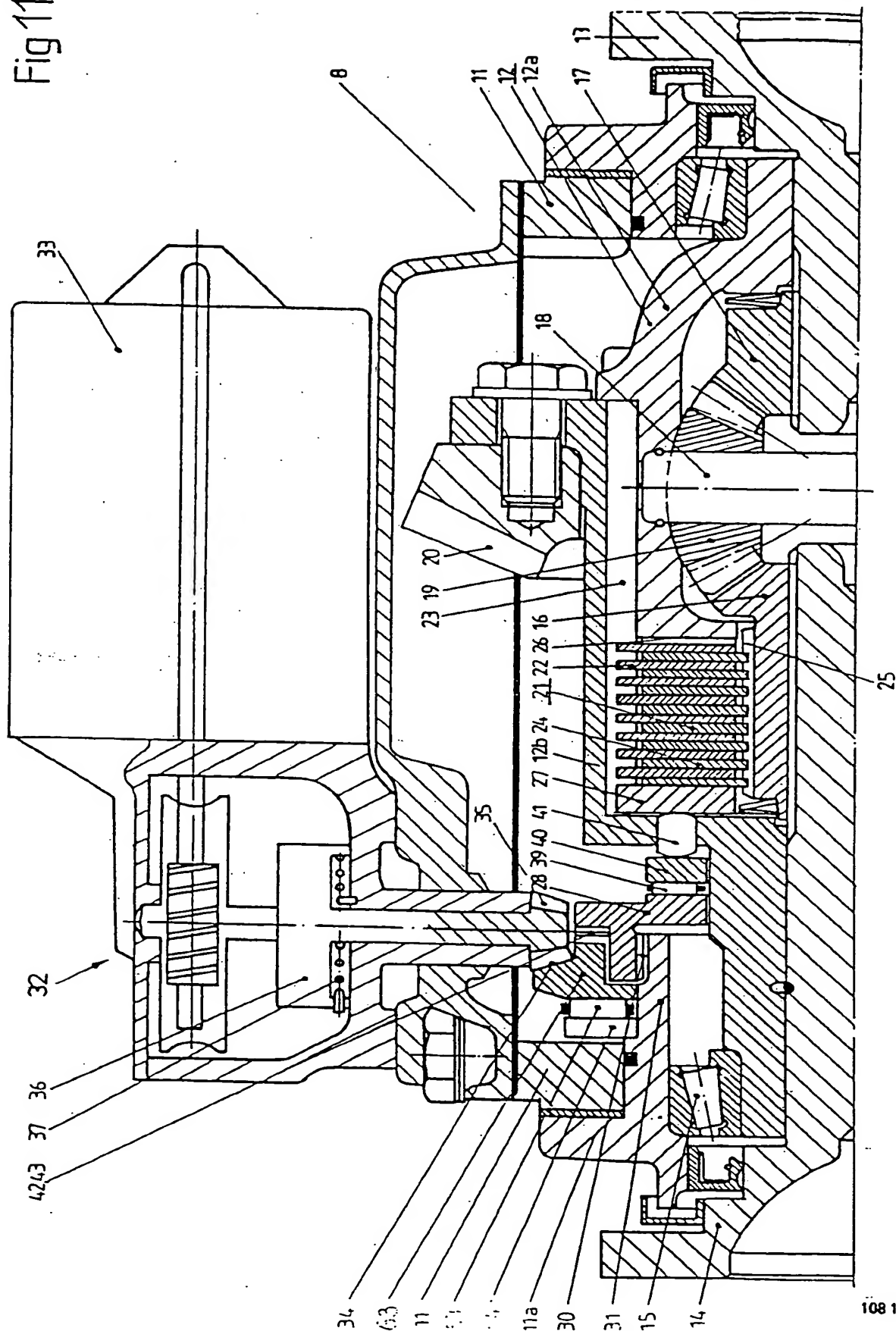


Fig.10

Fig 11



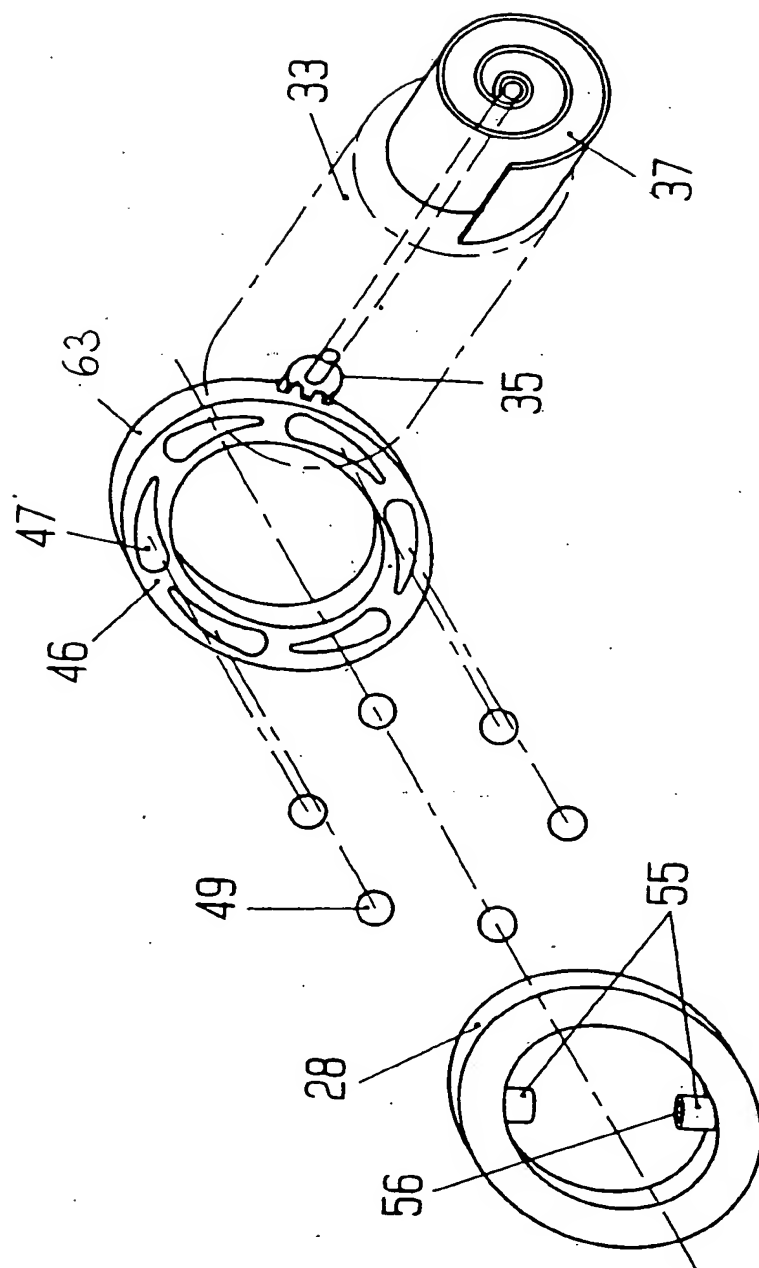


Fig 12

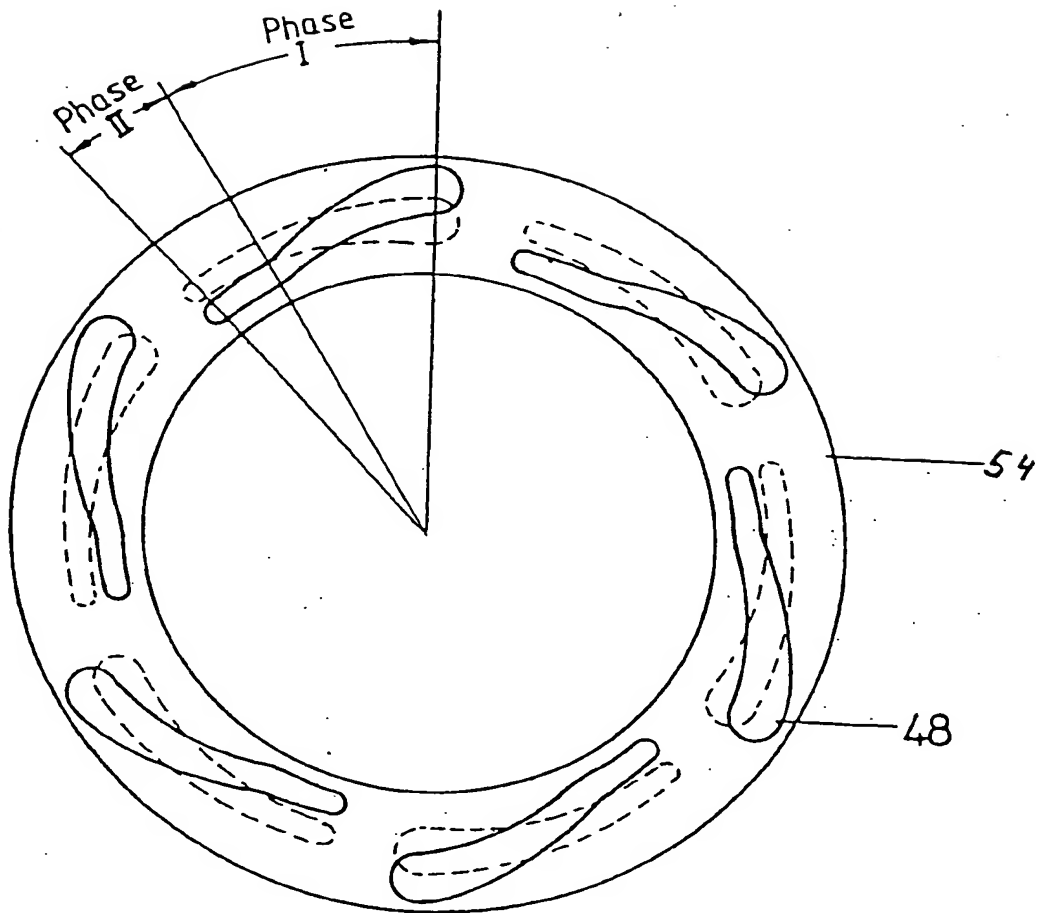


Fig.13

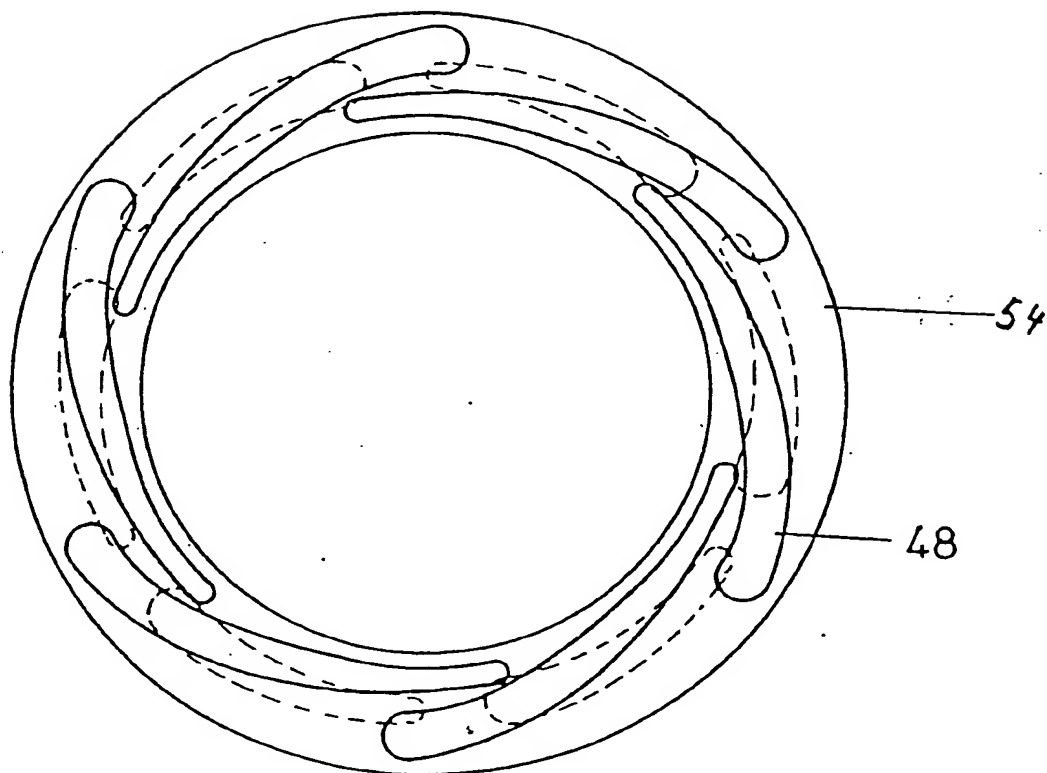


Fig.14

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.